


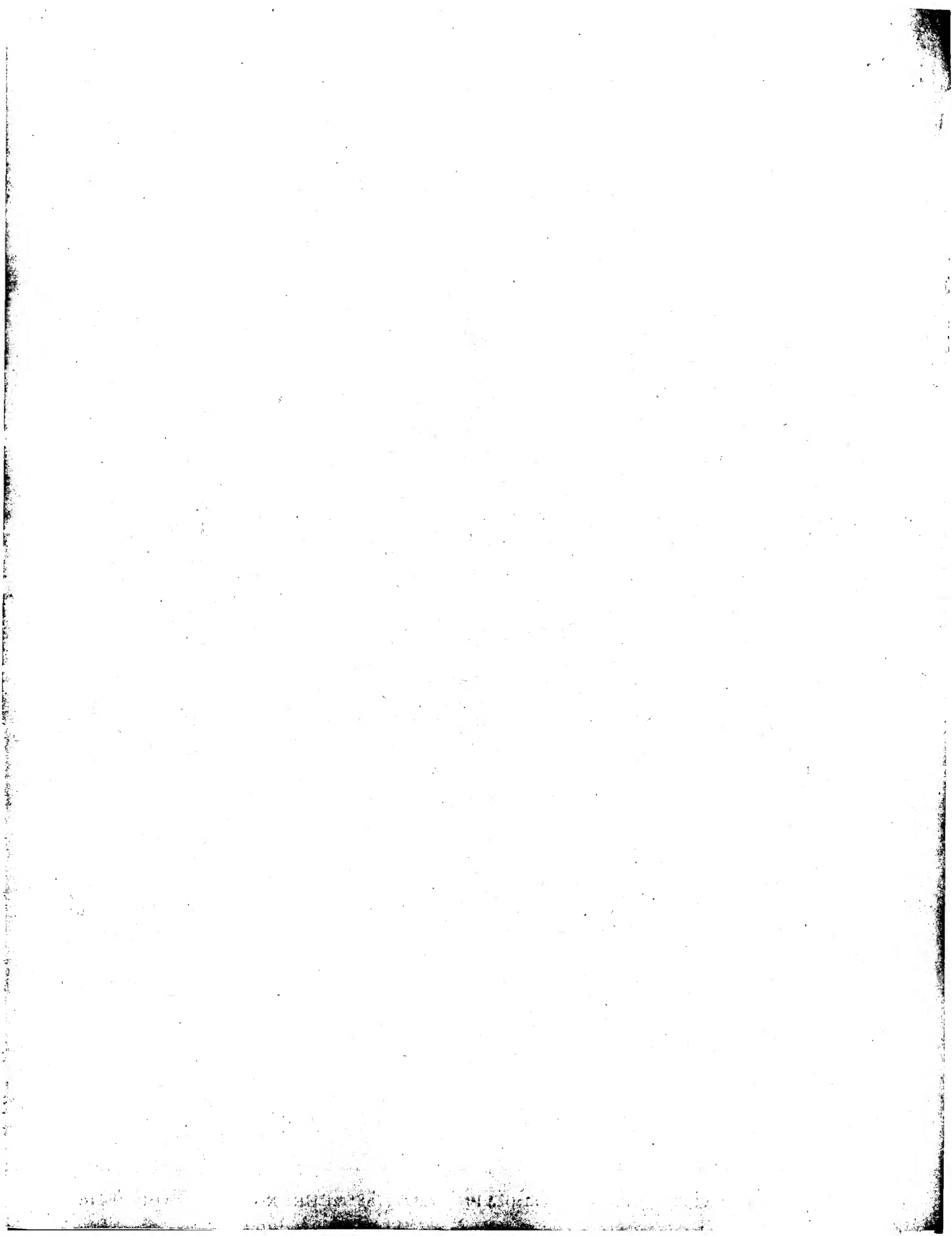
CRAWLER DEVICE FOR A CRAWLER TYPE VEHICLE

Patent Number: ☐ EP0890502, B1, B9
Publication date: 1999-01-13
Inventor(s): HIRAKI HIKOSABURO (JP); HORI KAZUTOSHI (JP); TSUBOTA HARUHIRO (JP)
Applicant(s): KOMATSU MFG CO LTD (JP)
Requested Patent: ☐ WO9737885
Application Number: EP19970914633 19970408
Priority Number(s): WO1997JP01200 19970408; JP19960113219 19960410; JP19960359204 19961226
IPC Classification: B62D55/104; B62D55/065; B62D55/24; B62D55/30; B62D55/02
EC Classification: B62D55/02, B62D55/065, B62D55/104, B62D55/24, B62D55/30
Equivalents: DE69719492D, ☐ JP2000142501, JP3049511B2, ☐ US6334496
Cited Documents: WO9216387; DE2538488; US3930553; GB2155415; JP63227481

Abstract

A crawler device for a crawler type vehicle for lowering the vehicle height and decreasing the vehicle width that exhibits a superior stability at the time of operation. In a crawler type vehicle having on right and left sides of either one of front and rear portions or both portions of a vehicle body (3) crawler devices each having a sprocket (12), an idler (16A) disposed on a truck frame (15) and a caterpillar (11) passed around the sprocket (12) and the idler (16A), a front side link (181) coupled to a front side position of the truck frame (15) by means of a pin (181D) at a lower end portion thereof and to the vehicle body (3) side by means of a pin (181U) at an upper end portion thereof and a rear side link (182) coupled to a rear side position of the truck frame (15) by means of a pin (182D) at a lower end portion thereof and to a rearward position of the front side link (181) on the vehicle body (3) side by means of a pin (182U) at an upper end portion thereof are provided. 

Data supplied from the esp@cenet database - I2



(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報 (B 2)

(11) 特許番号

特許第 3 0 4 9 5 1 1 号

(P 3 0 4 9 5 1 1)

(45) 発行日 平成12年6月5日 (2000. 6. 5)

(24) 登録日 平成12年3月31日 (2000. 3. 31)

(51) Int. Cl. 7

識別記号

F I

B 6 2 D 55/104

B 6 2 D 55/104

55/02

55/02

55/065

55/065

55/24

55/24

55/30

55/30

Z

請求項の数 1 3

(全 2 0 頁)

(21) 出願番号 特願平9-536057

(73) 特許権者 999999999

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂2丁目3番6号

(86) (22) 出願日 平成9年4月8日 (1997. 4. 8)

(72) 発明者 平木 彦三郎

東京都港区赤坂2丁目3番6号 株式会社小

(86) 国際出願番号 PCT/JP97/01200

松製作所本社内

(87) 国際公開番号 W097/37885

(72) 発明者 坪田 晴弘

神奈川県川崎市川崎区中瀬3丁目20番1号

(87) 国際公開日 平成9年10月16日 (1997. 10. 16)

株式会社小松製作所建機研究所内

審査請求日 平成10年9月17日 (1998. 9. 17)

(31) 優先権主張番号 特願平8-113219

(72) 発明者 堀 一俊

大阪府枚方市上野3丁目1番1号 株式会社

(32) 優先日 平成8年4月10日 (1996. 4. 10)

小松製作所大阪工場内

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(74) 代理人 999999999

弁理士 橋爪 良彦

(31) 優先権主張番号 特願平8-359204

(32) 優先日 平成8年12月26日 (1996. 12. 26)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

審査官 山内 康明

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 クローラ式車両のクローラ装置

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 駆動輪なるスプロケット (12) と、トラックフレーム (15) に配設される誘導輪なるアイドラ (16 A) と、前記スプロケット (12) 及び前記アイドラ (16 A) に巻装される履帯 (11) とを有するクローラ装置を、車体 (3) の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、
下端部を前記トラックフレーム (15) の前側位置にピン (181D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側にピン (181U) で連結される前側リンク (181) と、
下端部を前記トラックフレーム (15) の後側位置にピン (182D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側の前記前側リンク (181) の後方位置にピン (182U) で連結される後側リンク (182) とを備え、かつ
前記車体 (3) と、前記トラックフレーム (15) と、前

2

記前側リンク (181) と、前記後側リンク (182) とで形成される 4 節リンク構造は、前記トラックフレーム (15) 側の辺長さが前記車体 (3) 側の辺長さよりも短いことを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 2】 請求の範囲 1 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、

前記スプロケット (12) は前記トラックフレーム (15) の前後のいずれか一方に配設され、前側アイドラ (16 A) は前記トラックフレーム (15) 前後のいずれか他方に配設されることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 3】 駆動輪なるスプロケット (12) と、前記スプロケット (12) の下方に配置されるトラックフレーム (15) の前後位置に夫々に配設される誘導輪なる前記アイドラ (16A) 及び後側アイドラ (16B) と、前記スプロ

ケット (12)、前記前側アイドラ (16A) 及び前記後側アイドラ (16B) に巻装される履帯 (11) とを有するクローラ装置を、車体 (3) の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、下端部を前記トラックフレーム (15) の前側位置にピン (181D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側にピン (181U) で連結される前側リンク (181) と、下端部を前記トラックフレーム (15) の後側位置にピン (182D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側の前記前側リンク (181) の後方位置にピン (182U) で連結される後側リンク (182) とを備え、かつ前記車体 (3) と、前記トラックフレーム (15) と、前記前側リンク (181) と、前記後側リンク (182) とで形成される 4 節リンク構造は、前記トラックフレーム (15) 側の辺長さが前記車体 (3) 側の辺長さよりも短いことを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 4】請求の範囲 1 又は 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、前記前側リンク (181) の軸線と前記後側リンク (182) の軸線との交点 (P) が、前記巻装された履帯 (11) の内側に位置することを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 5】請求の範囲 1 又は 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、前記前側リンク (181) 及び前記後側リンク (182) のいずれか一方又は両方は、ターンバックル式、グリースシリンダ式等である伸縮自在式であることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 6】請求の範囲 1 又は 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、前記トラックフレーム (15) の前後位置に夫々に対応する前記車体 (3) 側の 2 位置に、前記巻装された履帯 (11) の上側の内側面に接触して転動可能とされる上部ローラ (83A, 83B) を夫々設けることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 7】請求の範囲 1 又は 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、前記前側リンク (181) の上端部から前記後側リンク (182) の上端部までの間のほぼ中央を通る上下線に対応する前記車体 (3) 側の位置に、かつ前記履帯 (11) の上方に設けられて、中心が上下方向に揺動自在で、前後方向が長手であるアーム (103) と、前記アーム (103) の前端部及び後端部に夫々設けられるローラ (102A, 102B) とを備え、前記ローラ (102A, 102B) が、前記履帯 (11) を前記履帯 (11) の上面から下方に向けて押し付け可能に設けられていることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 8】請求の範囲 1 又は 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、

前記前側リンク (181) 及び前記後側リンク (181) の上下端部のピン (181U, 181D) 連結と、前記後側リンク (181) 及び前記後側リンク (181) の上下端部のピン (182U, 182D) 連結とのいずれか一方を、前記車体 (3) 側と前記トラックフレーム (15) とのいずれか一方又は両方に固設する弾性部材 (37) で置き換えたことを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 9】車体 (3) 側に設けられるベアリング (32) を介して支持される駆動輪なるスプロケット (12) と、前記スプロケット (12) の下方に配置されるトラックフレーム (15) の前後位置に夫々に配設される誘導輪なる前記アイドラ (16A) 及び後側アイドラ (16B) と、前記スプロケット (12)、前記前側アイドラ (16A) 及び前記後側アイドラ (16B) に巻装される履帯 (11) とを有するクローラ装置を、前記車体 (3) の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、前記車体 (3) 側から前記スプロケット (12) を越えて外側まで延設する延設部材 (341) を備え、前記ベアリング (32a) は前記延設部材 (341) に設けられ、かつ下端部を前記トラックフレーム (15) の前側位置にピン (181D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側にピン (181U) で連結される前側リンク (181) と、下端部を前記トラックフレーム (15) の後側位置にピン (182D) で連結されると共に上端部を前記車体 (3) 側の前記前側リンク (181) の後側位置にピン (182U) で連結される後側リンク (182) とを備えることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 10】請求の範囲 2 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、

前記トラックフレーム (15) は、前記アイドラ (16A) と、前記スプロケット (12) との間の下部に少なくとも 1 つのローラ (14) を有し、前記履帯 (11) は、前記アイドラ (16A)、前記スプロケット (12) 及び前記ローラ (14) に踏まれるべく突起状の踏面 (112a, 112b) を所定間隔に離間する所定ピッチで有し、前記アイドラ (16A) と前記アイドラ (16A) に隣接するローラ (14A) との間隔、前記スプロケット (12) と前記スプロケット (12) に隣接するローラ (14Z) との間隔、及び前記アイドラ (16A) と前記スプロケット (12) との間隔は、N を零又は自然数とし、Lp を履帯ピッチとすれば、夫々、

$$[(0.5 \pm 0.2) + N] \times Lp$$

であることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 11】請求の範囲 3 記載のクローラ式車両のクローラ装置において、

前記トラックフレーム (15) は、前記前側アイドラ (16A) と、前記後側アイドラ (16B) との間の下部に少なく

とも1つのローラ (14) を有し、

前記履帯 (11) は、前記前側アイドラ (16A) と、前記後側アイドラ (16B) 及び前記ローラ (14) に踏まれるべく突起状の踏面 (112a, 112b) を所定間隙に離間する所定ピッチで有し、

前記前側アイドラ (16A) と前記前側アイドラ (16A) に隣接するローラ (14A) との間隙、前記後側アイドラ (16B) と前記後側アイドラ (16B) に隣接するローラ (14Z) との間隙、及び前記前側アイドラ (16A) と前記後側アイドラ (16B) との間隙は、Nを零又は自然数とし、L

p を履帯ピッチとすれば、夫々、

$$[(0.5 \pm 0.2) + N] \times Lp$$

であることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 1 2】請求の範囲 1 及び 3 のいずれかに記載のクローラ式車両のクローラ装置において、

前記車体 (3) 側と前記トラックフレーム (15) との間に、前記トラックフレーム (15) のスイングを自在位置で停止させるスイング停止機構 (72)、及び前記トラックフレーム (15) の最大のスイングを規制するスイング

制限機構 (351, 151) のいずれか一方又は両方の機構を備えることを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【請求項 1 3】請求の範囲 1 及び 3 のいずれかに記載のクローラ式車両のクローラ装置において、前記巻装された履帯 (11) は、ゴム製であると共に、内側中央部に複数の突起部 (115) を巻装方向に所定ピッチで有し、

前記スプロケット (12) は、外周に前記突起部 (115) との噛み合い歯 (121) を複数有し、前記噛み合い歯 (121) の左右に夫々固設されて前記突起部 (115) 周囲の面に外周面を当接可能とする筒部材 (122a, 122b) を有し、また前記スプロケット (12) の外径 (D2) が前記噛み合い歯 (121) の頂部外径 (D1) より小さいことを特徴とするクローラ式車両のクローラ装置。

【発明の詳細な説明】

技術分野

本発明は、クローラ式の建設車両や不整地走行用車両等に備えられたクローラ装置に関する。

背景技術

図45は三角形形状のクローラ装置 1 を有する建設車両 2 の側面図である。車両 2 の車体 3 上には上部旋回体 4 が旋回自在に搭載され、上部旋回体 4 上にはバケット等を有する作業機 5 が付設されている。そして車体 3 の前後左右には走行装置である三角形形状のクローラ装置 1 が夫々配設されている。即ち、車体 3 の前側には、操向装置及び駆動装置に連結された左右一対のクローラ装置 1A、1Aが配設され、車体 3 の後側には、駆動装置に連結された左右一対のクローラ装置 1B、1Bが配設されている。

尚、説明を分かりやすくするため、クローラ装置 1A と

うときは、操向装置及び駆動装置に連結された左右一対のクローラ装置とし、クローラ装置 1B と言うときは、駆動装置に連結された左右一対のクローラ装置とする。更に、クローラ装置 1A 及び又はクローラ装置 1B を総称して、クローラ装置 1 という。

三角形形状のクローラ装置 1 の詳細は、例えば日本特開 4-8682 号に開示されている。これを図46を参照し説明する。尚、図46は図45の後側クローラ装置 1B の A-A 断面図である。

車体 3 側でありかつ回転自在とされたホイールハブ 31 の先端部外周には、履帯 11 を回転駆動させるスプロケット 12 が固設されている。ホイールハブ 31 にはベアリング 32 を介してブラケット 13 が回転自在に取着されている。ブラケット 13 の下部には、ローラ 14 を備えたトラックフレーム 15 が固設されている。以上の構造は前側クローラ装置 1A も同様であり、両クローラ装置 1A、1B は共にスプロケット 12 を中心としてスイング自在とされている。そして各クローラ装置 1 はサスペンション機構 (図示せず) によって車体 3 に支持されている。即ち車両 2 は、路面に対して 4 点接地する他、クローラ装置 1 の前記スイング機能によって凹凸路面上でも夫々のクローラ装置 1 は均等接地可能とされている。

尚、上記三角形形状のクローラ装置 1 のトラックフレーム 15 は、図47の模式図に示すように、前側アイドラ 16A と、後側アイドラ 16B とのほぼ中央にリコイルスプリング 17 を有している。リコイルスプリング 17 は、前側アイドラ 16A が前方から大きな衝撃力を受けたとき、縮んで 2 点鎖線の位置に移動することにより衝撃力を緩衝する。

しかしながら上記従来のクローラ装置 1 は次のような問題がある。

(1) スプロケット 12 よりも車体 3 側に位置するベアリング 32 によって車体 3 がトラックフレーム 15 に支持される。ところがベアリング 32 はホイールハブ 31 に外嵌されている。即ちアクスルビーム (図示せず) や車体 3 自体にベアリング 32 を設けて車体 3 を支持していない。ところでホイールハブ 31 はスプロケット 12 へ回転力を伝達する回転体である。従ってホイールハブ 31 を高強度に構成しないと、回転力をスプロケット 12 に円滑に伝達しつつ、車体 3 を支持することが困難となるという問題がある。これは例機のような大重量の作業車両にとって極めて不利である。そこでホイールハブ 31 を高強度化すると、必然的にホイールハブ 31 が大形化する。つまり車高を低くできにくいという問題もある。

(2) ホイールハブ 31 がスプロケット 12 よりも車体 3 側に位置している。このため、ホイールハブ 31 が遊星歯車装置等の減速機を内蔵するような大形車両では、狭い左右のスプロケット 12、12 間の構造が複雑となる。従って車高を低くできにくく、スプロケット 12、12 間距離を短くできにくく (即ち、車幅を狭くできにくく、) また

ホイールハブ31に対する整備性も悪くなるという問題がある。

(3) クローラ装置1がスプロケット12を中心にスイング自在とされている。このため、図48に示すように、車両2が前方の障害物6に衝突したとき、前側クローラ装置1Aの前側が下向きになる(即ち、つまづく)という問題がある。また常時、スイング自在とされているため、作業機5で作業するとき、作業機5の負荷変動や路面状況によってはスイングしてしまい、ふんばり作業を行えないという問題がある。即ち、作業安定性が良くないという問題がある。

発明の開示

本発明は、かかる従来技術の問題点を解消するためになされたもので、車高を低くでき、車幅を狭くでき、整備性に優れ、走行中に障害物に衝突してもつまづくことなく、作業車両においては作業安定性に優れる簡単構造のクローラ式車両のクローラ装置を提供することを目的とする。

本発明に係るクローラ式車両のクローラ装置の第1構成は、駆動輪なるスプロケットと、トラックフレームに配設される誘導輪なるアイドラと、スプロケット及びアイドラに巻装される履帯とを有するクローラ装置を、車体の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、
下端部をトラックフレームの前側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側にピンで連結される前側リンクと、下端部をトラックフレームの後側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側の前側リンクの後方位置にピンで連結される後側リンクとを備え、かつ
前記車体と、前記トラックフレームと、前記前側リンクと、前記後側リンクとで形成される4節リンク構造は、前記トラックフレーム側の辺長さが前記車体側の辺長さよりも短いことを特徴としている。

第1構成によれば、トラックフレームは前後方向の外力を加えられたとき、前後リンクに支持された状態で、前後方向に揺動できる。従って走行中にアイドラが障害物に衝突したとき、トラックフレームは後方にスイングして衝撃を緩衝する。このため従来のリコイルスプリングが不要となり、構造が簡素化する。また、車体と、トラックフレームと、前側リンクと、後側リンクとで形成される4節リンク構造は、トラックフレーム側の辺長さが車体側の辺長さよりも短いため、車両の走行中において、アイドラ、又は前側及び後側アイドラが障害物に衝突したとき、トラックフレームの前側は上方に移動し、トラックフレーム後側は下方に移動するスイングを行う。従って障害物につまづくことなく、乗り越え可能となる。即ち不整地での走行性が向上する。

第2構成は、上記第1構成において、スプロケットはトラックフレーム前後のいずれか一方に配設され、アイドラはトラックフレーム前後のいずれか他方に配設され

ることを特徴としている。

第2構成によれば、第1構成の作用効果に加え、所謂ロードライプ構成となる。即ち、車高を低くでき、また車両の重心位置が低くなるため、安定性が向上する。

第3構成は、駆動輪なるスプロケットと、スプロケットの下方に配置されるトラックフレームの前後位置に夫々に配設される誘導輪なる前側アイドラ及び後側アイドラと、スプロケット、前側アイドラ及び後側アイドラに巻装される履帯とを有するクローラ装置を、車体の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、

下端部をトラックフレームの前側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側にピンで連結される前側リンクと、下端部をトラックフレームの後側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側の前側リンクの後方位置にピンで連結される後側リンクとを備え、かつ
前記車体と、前記トラックフレームと、前記前側リンクと、前記後側リンクとで形成される4節リンク構造は、前記トラックフレーム側の辺長さが前記車体側の辺長さよりも短いことを特徴としている。

かかる第3構成は、上記第1構成に対し、クローラ装置を三角形状に特定したものである。従って第3構成によれば、第1構成と同様な作用効果を奏する。

第4構成は、上記第1又は第3構成において、前側リンクの軸線と後側リンクの軸線との交点が、巻装された履帯の内側に位置することを特徴としている。

第4構成によれば、交点が巻装された履帯の内側に位置するため、クローラ装置のスイングを大きくすることができる。

第5構成は、上記第1又は第3構成において、前側リンク及び後側リンクのいずれか一方又は両方は、ターンバックル式、グリースシリング式等である伸縮自在式であることを特徴としている。

第5構成によれば、通常状態ではリンクを伸ばし、履帯着脱時には縮くすることにより、履帯着脱作業が容易となる。

第6構成は、上記第1又は第3構成において、トラックフレームの前後位置の夫々に対応する車体側の2位置に、巻装された履帯の上側の内側面に接触して転動可能とされる上部ローラを夫々設けることを特徴としている。

従来は、障害物にクローラ装置が衝突し、クローラ装置がスイングすると、履帯は僅かながら緩む。ところが第6構成によれば、クローラ装置がスイングしても、上部ローラが履帯を内側から持ち上げるため、履帯が緩まなくなる。即ち、履帯に張りを与える。従って安定走行を達成できる。

第7構成は、上記第1又は第3構成において、前側リンクの上端部から後側リンクの上端部までの間のほぼ中央を通る上下線に対応する車体側の位置に、かつ履帯

の上方に設けられて、中心が上下方向に揺動自在で、前後方向が長手であるアームと、アームの前端部及び後端部に夫々設けられるローラとを備え、ローラが、履帯を履帯の上面から下方に向けて押し付け可能に設けられていることを特徴としている。

第7構成によれば、クローラ装置がスイングしても、2つのローラのいずれかが履帯を外側から引き下げるため、履帯が緩まなくなる。即ち、履帯に張りを与える。従って安定走行を達成できる。特に、第8構成では履帯を常にスプロケット側に押さえ付けるので、スプロケットでの履帯のピッチ飛びや履帯外れを防止し、走行性が向上する。

第8構成は、上記第1又は第3構成において、前側リンク及び前側リンクの上下端部のピン連結と、後側リンク及び後側リンクの上下端部のピン連結とのいずれか一方を、車体側とトラックフレームとのいずれか一方又は両方に固設する弾性部材で置き換えたことを特徴としている。

第8構成によれば、一方が弾性部材で支持され、他方がリンクで連結された構成となるため、走行中に前側のアイドラが障害物に衝突しても、トラックフレームが後方に揺動し、後方アイドラが下降する。これにより、障害物を乗り越える姿勢となり、不整地の走行性を向上することができる。また障害物に衝突しても、弾性部材が衝撃力を緩和する。

第9構成は、車体側に設けられるベアリングを介して支持される駆動輪なるスプロケットと、スプロケットの下方に配置されるトラックフレームの前後位置に夫々に配設される誘導輪なる前側アイドラ及び後側アイドラと、スプロケット、前側アイドラ及び後側アイドラに巻装される履帯とを有するクローラ装置を、車体の前後のいずれか一方又は両方の左右に備えるクローラ式車両において、車体側からスプロケットを越えて外側まで延設する延設部材を備え、ベアリングは延設部材に設けられ、かつ下端部をトラックフレームの前側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側にピンで連結される前側リンクと、下端部をトラックフレームの後側位置にピンで連結されると共に上端部を車体側の前側リンクの後方位置にピンで連結される後側リンクとを備えることを特徴としている。

第9構成によれば、構造複雑なホイールハブ等も車両の外側に配置でき、またスプロケットを両端支持できる。従って狭いスプロケット間を簡素化できる。即ち、車高を低くでき、車幅を狭くできる。従って隘路での進入や運搬性が向上する。また複雑構造のホイールハブを外側に設ければ、整備性も向上する。また、上記第1構成の特徴部も有するため、第1構成による効果と同様の作用効果が得られる。

第10構成は、上記第2構成において、トラックフレーム

は、アイドラとスプロケットとの間の下部に少なくとも1つのローラを有し、履帯は、アイドラ、スプロケット及びローラに踏まれるべく突起状の踏面を所定間隙に離間する所定ピッチで有し、

アイドラとアイドラに隣接するローラとの間隔、スプロケットとスプロケットに隣接するローラとの間隔、及びアイドラとスプロケットとの間隔は、Nを零又は自然数とし、Lpを履帯ピッチとすれば、夫々、

$[(0.5 \pm 0.2) + N] \times Lp$ であることを特徴としている。

また、第11構成は、上記第3構成において、トラックフレームは、前側アイドラと後側アイドラとの間の下部に少なくとも1つのローラを有し、履帯は、前側アイドラ、後側アイドラ及びローラに踏まれるべく突起状の踏面を所定間隙に離間する所定ピッチで有し、

前側アイドラと前側アイドラに隣接するローラとの間隔、後側アイドラと後側アイドラに隣接するローラとの間隔、及び前側アイドラと後側アイドラとの間隔は、Nを零又は自然数とし、Lpを履帯ピッチとすれば、夫々、 $[(0.5 \pm 0.2) + N] \times Lp$ であることを特徴としている。

第10及び第11構成によれば、アイドラ（又は、前側アイドラ及び後側アイドラ）、スプロケット及びローラのいずれかが履帯の所定間隙に位置してこの所定間隙に落ちかけても、他は総て踏面に乗っている。従って前記所定間隙に基づくクローラ装置の大きなピッチングの発生を阻止できる。即ち走行時の振動が少なくなり、居住性が向上する。

また、第12構成は、上記第1及び第3構成のいずれか一において、車体側とトラックフレームとの間に、トラックフレームのスイングを自在位置で停止させるスイング停止機構、及びトラックフレームの最大のスイングを規制するスイング制限機構のいずれか一方又は両方の機構を備えることを特徴としている。

第12構成によれば、スイング停止機構を用いてクローラ装置のスイングを任意の位置で停止できる。またスイング制限機構を用いれば、クローラ装置が無制限にスイングすることも無くなる。即ち、車体が例えば掘削作業機等を搭載する建設機械等である場合、作業するときには、車両を停車させ、その状態でスイング停止機構を効かせる。このようにすると、クローラ装置は停車時のスイング角を負荷変動や路面状況に係わらず維持する。このため、ふんばり作業を行うことができる。即ち作業の安定性を確保できる。

第13構成は、上記第1及び第3構成のいずれか一において、巻装された履帯は、ゴム製であると共に、内側中央部に複数の突起部を巻装方向に所定ピッチで有し、スプロケットは、外周に突起部との噛み合い歯を複数有し、噛み合い歯の左右に夫々固設された突起部周囲の面に外周面を当接可能とする筒部材を有し、またスプロケ

ットの外径が噛み合い歯の頂部外径より小さいことを特徴としている。

第13構成によれば、履帯の突起部と、スプロケットの噛み合い歯とが噛み合うと、「(噛み合い歯の頂部外径−スプロケット外径)/2」だけ、噛み合い歯が突起部の底面及び側面に喰い込む。これと同時に、筒部材の外周面が履帯の突起部の周囲面を強接する。従って履帯は、スプロケットから回転駆動力を得る。従って履帯は芯金等を用いない軽量履帯とすることができる。従ってスプロケットは履帯に対して高効率の回転力を伝達できる。即ち、高牽引力が得られ、喰い込み分 δ だけ履帯外れを生じにくく、スリップしにくく、軽量化でき、低騒音化でき、かつ低コスト化できる。

図面の簡単な説明

図1は本発明の第1実施例の三角形形状のクローラ装置の側面図である、

図2は図1のB-B断面図である。

図3は図1のクローラ装置の動作説明図である。

図4は図1のクローラ装置を搭載する車両の側面図である。

図5は本発明の第2実施例の三角形形状のクローラ装置の側面図である。

図6は図5のC-C断面図である。

図7は図5のクローラ装置の動作説明図である。

図8は本発明の第3実施例のロードライブ式クローラ装置の側面図である。

図9は図8のクローラ装置の動作説明図である。

図10は図8のクローラ装置を搭載する車両の側面図である。

図11は本発明の他の実施例に係るターンバックル式リンクの一部断面図である。

図12は本発明の他の実施例に係るグリースシリンダ式リンクの一部断面図である。

図13は本発明の他の実施例に係る履帯張り機構の第1例を示すクローラ装置の側面図である。

図14は図13のD-D断面図である。

図15は図13のクローラ装置の動作説明図である。

図16は本発明の他の実施例に係る履帯張り機構の第2例を示すクローラ装置の側面図である。

図17は図16のクローラ装置の動作説明図である。

図18は本発明の履帯張り機構の第3例を示すクローラ装置の側面図である。

図19は図18のE-E断面図である。

図20は図18のF-F断面図である。

図21は図18のクローラ装置の動作説明図である。

図22は本発明の他の実施例に係る衝撃緩衝装置を示すクローラ装置の側面図である。

図23は図22のクローラ装置の動作説明図である。

図24は本発明の他の実施例に係る泥落とし機構を示すクローラ装置の側面図である。

図25Aは図24のG-G断面図である。

図25Bは図24のH矢視図である。

図26Aは図24のJ-J断面図である。

図26Bは図24のK-K断面図である。

図27は本発明の他の実施例に係るスイング制限機構の第2例を示すクローラ装置の要部の側面図である。

図28は図27のM-M断面図である。

図29A、図29B及び図29Cは図27のスイング制限機構の動作説明図であって、図29Aはストッパが離間した状態の説明図である。

図29Bはストッパが接触開始した状態の説明図である。

図29Cはストッパが接触完了した状態の説明図である。

図30は本発明の他の実施例の三角形形状のクローラ装置の側面図である。

図31は図30のQ-Q断面図である。

図32は図30のクローラ装置のパワートレインの説明図である。

図33は図30のクローラ装置に対し、従来のパワートレインを適用した場合の説明図である。

図34は図32のパワートレインの他の例での説明図である。

図35は図32のパワートレインの更に他の例での説明図である。

図36は本発明の実施例に係るゴム履帯の平面図である。

図37は図36のR-R断面図である。

図38は図36のゴム履帯の側面図である。

図39は本発明の実施例に係るスプロケット、アイドル及び2個のローラの配置の模式的説明図である。

図40は図39に対し、ローラを多数とする場合の模式的説明図である。

図41は本発明の実施例に係る履帯を巻装したスプロケットの斜視図である。

図42は図41の履帯とスプロケットとの噛み合い部の断面図である。

図43は図41の履帯とスプロケットとの噛み合い部の側面図である。

図44は図41の履帯上を転動するローラの説明図である。

図45は従来の三角形形状のクローラ装置を搭載する作業車両の側面図である。

図46は図45のA-A断面図である。

図47は図45のクローラ装置の模式側面図である。

図48は図45の作業車両の作動図である。

発明を実施するための最良の形態

第1実施例を図1～図4を参照し説明する。第1実施例は、図1に示す通り、三角形形状のクローラ装置1である。車体3にはスプロケット12が取着されている。車体

3とトラックフレーム15の前部とは連結ピン181U、181Dを介して前側リンク181で連結され、車体3とトラックフレーム15の後部とは連結ピン182U、182Dを介して後側リンク182で連結されている。即ち車体3と、トラックフレーム15と、前側リンク181、後側リンク182とで4節リンクを構成している。そして連結ピン181D、182Dの間隔L2は、連結ピン181U、182Uの間隔L1よりも短くしてある ($L2 < L1$)。トラックフレーム15の前側にアイドラ16Aが取着され、後側にアイドラ16Bが取着され、下面に2個のローラ14A、14Bが取着されている。

そしてこれらスプロケット12、前側アイドラ16A、後側アイドラ16B、前側ローラ14A、後側ローラ14Bには履帯11が巻装してある。尚、図2に示す通り、連結ピン182Uにはナックルアーム33が接続している。ナックルアーム33は車体3で支持される (図示せず) と共に、操舵用のタイロッド331が延設されている。そしてスプロケット12は、アクスルビームに内蔵された推進軸 (図示せず) とユニバーサルジョイント (図示せず) とをこの順に経て伝達された車体3側から駆動力を受けて回転自在とされている。即ち第1実施例は操向装置及び駆動装置に連結された前側クローラ装置1Aとなっている。このような第1実施例の作用効果は次の通り。

図3に示すように、前側アイドラ16Aに矢印Fのように前方から力が加わったとき、トラックフレーム15は、4節リンクの前記「 $L2 < L1$ 」の関係によって前側アイドラ16Aが破線矢印aのように後上方へ移動しつつ、後側アイドラ16Bが破線矢印bのように後下方へ移動する。従って図4に示すように、前側クローラ装置1Aは前方の障害物6を乗り越える姿勢となり、従来技術のように、つまづくことがない。またクローラ装置1が障害物6に衝突したとき、4節リンクの変形に基づくトラックフレーム15の後方移動によって衝撃力が緩衝される。このため、従来技術のリコイルスプリング17も不要にできる。即ち、簡単構造となる。また車体3は簡単構造のナックルアーム33を介して支持されているので、従来技術のベアリング32を不要としている。即ちスプロケット12への回転力の伝達に無理がなく、スプロケット12、12間の構造を簡素化でき、従って車高を低くでき、車幅を狭くでき、また整備性も向上する。

尚、第1実施例では前側クローラ装置1Aを前側リンク181と、後側リンク182とで支持したが、後側クローラ装置1Bだけを前側リンク181と、後側リンク182とで支持してもよく、また両クローラ装置1A、1Bを共に前側リンク181と、後側リンク182とで支持してもよい。

第2実施例を図5～図7を参照し説明する。第2実施例も三角形のクローラ装置1である。尚、第1実施例と同一部品には同一符号を付して説明を省略し、異なる部分のみ説明する (詳細を後述する他の実施例も同じ)。

図5、図6において、車体3 (図4参照) に固設され

たブラケット35の前側と、トラックフレーム15の前側とは連結ピン181U、181Dを介して前側リンク181によって連結され、ブラケット35の後側と、トラックフレーム15の後側とは連結ピン182U、182Dを介して後側リンク182によって連結されている。そして連結ピン181D、182Dとの間隔L2 (図1参照) は連結ピン181U、182Uとの間隔L1 (図1参照) よりも狭く ($L2 < L1$)、かつ前側リンク181の軸線と、後側リンク182の軸線との交点Pは、(即ち、連結ピン181U、181Dを結ぶ線の延長線と、連結ピン182U、182Dを結ぶ線の延長線との交点Pは)、巻装された履帯11の内側に位置している。またブラケット35の前側と後側とにはストッパ351、351が固設され、トラックフレーム15の前側と後側とにも、クローラ装置1が大きくスイングしたとき、前記ストッパ351、351に当接すべくストッパ151、151が設けてある。尚、ブラケット35は、図6に示す通り、車体3側なるアクスルビーム34に固設されている。即ち第2実施例は駆動装置に連結された後側クローラ装置1Bとなっている。このような第2実施例の作用効果は次の通り。

図7に示すように、走行中に前側アイドラ16Aが大きい凹凸の不整地や側溝等の段差に衝突し、前方から力Fが加わったとき、トラックフレーム15は後方に移動するが、このとき前記「 $L2 < L1$ 」と、交点Pの位置との関係によってクローラ装置1のスイング角が大きくなり、前側アイドラ16Aの後側アイドラ16Bに対する上昇量hが大きくなる。従ってクローラ装置1は (即ち車両2は) 大きな段差でも容易に乗り越えることができる。尚、この構成は大きなスイング角が得られるので、前後いずれか一方のストッパ351、151が互いに当接してそれ以上スイングできないようにしてある。即ちストッパ351、151はスイング制限機構を構成している。

第3実施例を図8～図10を参照し説明する。第3実施例はロードライプ式のクローラ装置1である。図8に示す通り、トラックフレーム15の前端部には前側アイドラ16Aが取着され、後端部には油圧モータ (図示せず) で駆動されるスプロケット12が取着されている。本実施例のアイドラ16Aは、前側アイドラ16Aだけである。車体3 (図4参照) に固設されたブラケット35の前側とトラックフレーム15の前部とは連結ピン181U、181Dを介して前側リンク181によって連結され、ブラケット35の後側とトラックフレーム15の後部とは連結ピン182U、182Dを介して後側リンク182によって連結されている。ブラケット35の上部にはローラ36が設けられる。前側アイドラ16Aと、スプロケット12と、前側ローラ14Aと、後側ローラ14Bと、上側ローラ36とに履帯11が巻装されている。尚、第3実施例でも、第2実施例と同様、関係「 $L2 < L1$ 」と、交点Pが履帯11の内側に位置する関係とを有している。さらにブラケット35の前後端のストッパ351、351と、トラックフレーム15の前後部のストッパ151、151とでスイング制限機構を構成している。このような第3

実施例の作用効果は次の通り。

図 9 に示すように、走行中に前側アイドラ 16A が大きい凹凸の不整地や側溝等の段差に衝突したとき、第 2 実施例と同様、クローラ装置 1 がスイングし（詳しくは、前側アイドラ 16A は上昇し、スプロケット 12 は下降し）、大きな段差でも容易に乗り越えることができる。大きなスイング角となると、ストップ 331、151 によってスイングは制限される。しかもスプロケット 12 をトラックフレーム 15 の後部に配設したため、図 10 に示す通り、クローラ装置 1 の高さ S を低くすることができ、いわゆる

ロードライプ式となる。従って車両 2 の高さ H もその分だけ低くでき、不整地走行時の安定性が向上する。またスプロケット 12 に対する履帯 11 の巻き付き角も大きくなり、その分、履帯 11 のピッチ飛びや履帯はずれも低減できる。

尚、第 1、第 2、第 3 実施例では前側リンク 181 と、後側リンク 182 とを固定長としたが、次のように伸縮式としても構わない。

例えば図 11 に示す通り、ターンバックル式としてもよい。即ち、一端に連結ピン用孔 a1 を有する第 1 継手 a2 の他端に右ねじ孔 a3 を設けてある。一方、一端に連結ピン用孔 a4 を有する第 2 継手 a5 の他端に左ねじ孔 a6 を設けてある。右ねじ孔 a3 と左ねじ孔 a6 とには一端が右ねじ a7 であり、他端が左ねじ a8 であるねじ a9 が螺合される。ねじ a9 を回すと、前側リンク 181 と後側リンク 182 とが縮まり、履帯 11 は緩まる。一方、ねじ a9 を逆方向に回すと、前側リンク 181 と後側リンク 182 とが伸び、履帯 11 は張る。即ち履帯 11 の着脱や張り調整を容易に行える。

また例えば図 12 に示す通り、グリースシリング式としてもよい。即ち、一端に連結ピン用孔 a1 と、他端に向けて開口する外筒 b1 と、外筒 b1 に内装されて他端に向けて開口するグリースシリング b2 とを有する第 1 部材 b3 に、一端に連結ピン用孔 a4 と、他端に外筒 b1 に内嵌される外筒 b4 と、外筒 b4 に内嵌されてグリースシリング b2 に挿入されるピストン b5 とを有する第 2 部材 b6 とから構成される。尚、第 1 部材 b3 の一端側にはグリースニップル b8 が設けられ、このグリースニップル b8 からシリング b2 内にグリース b7 が注入される。尚、グリースニップル b8 はバルブ（図示せず）を有する。

バルブを緩めてグリースシリング b2 内のグリース b7 をグリースニップル b8 から外部へ排出すると、前側リンク 181 と後側リンク 182 とが縮まり、履帯 11 は緩まる。一方、バルブを締めてグリースニップル b8 からグリースシリング b2 内にグリース b7 を補給すると、前側リンク 181 と後側リンク 182 とが伸び、履帯 11 は張る。即ち、履帯 11 の着脱や張り調整を容易に行える。尚、この形式では、軸方向の荷重はグリース b7 で受け、曲げ方向の荷重は外筒 b1、b4 で受けている。

尚、履帯張りだけを司って第 1、第 2、第 3 実施例に好適な機構として、例えば次の各種構成を例示できる。

(1) 図 13～図 15 は履帯張り機構の第 1 例を示す。図 13、図 14 に示す通り、連結ピン 181U、182U の外周には回転自在に前側リンク 181、後側リンク 182 が設けられると共に、夫々のボス 81、81 の外周にはベアリング 82、82 を介して上部ローラ 83A、83B が回転自在に取着されている。そして上部ローラ 83A、83B は、スプロケット 12 を挟んで履帯 11 の下面を支持している。尚、第 3 実施例ならば、スプロケット 12 に変えて上側ローラ 36 を挟んで履帯 11 の下面を支持することになる。

即ち走行中、図 15 に示すように、前側アイドラ 16A が段差等に衝突し、トラックフレーム 15 がスイングしたとき、履帯 11 は僅かながら緩むが、後側上部ローラ 83B が履帯 11 を持ち上げて履帯 11 に張りを与える。従って履帯 11 が緩むことがない。即ち、履帯緩みによるスプロケット 12 上でのピッチ飛び等を阻止できる。

(2) 図 16、図 17 は履帯張り機構の第 2 例を示す。第 1 例では前後上部ローラ 83A、83B は連結ピン 181U、182U に設けたが、第 2 例では、図 16 に示す通り、連結ピン 181U、182U から離間したスプロケット 12 の左右位置に対応する車体 3 側に設けてある。第 2 例も、図 17 に示すように、第 1 例と同様、前側アイドラ 16A が段差等に衝突し、トラックフレーム 15 がスイングしたとき、履帯 11 は僅かながら緩むが、後側上部ローラ 83B が履帯 11 を持ち上げて履帯 11 に張りを与える。従って履帯 11 が緩むことがない。即ち、履帯緩みによるスプロケット 12 上でのピッチ飛び等を阻止できる。

(3) 図 18～図 21 は履帯張り機構の第 3 例である。図 18、図 19 に示す通り、スプロケット 12 上部の車体 3 側にはブラケット 101 が固設してある。ブラケット 101 は両端にローラ 102A、102B を回転自在に取着したアーム 103 の中央部を軸 104 で揺動自在に支持している。ローラ 102A、102B はスプロケット 12 の上方に巻装された履帯 11 の上面をスプロケット 12 側に押さえている。図 20 はローラ 102B 部の断面図であり、アーム 103 の先端に固設された軸 105 にはベアリング 106 を介してローラ 102B が回転自在に取着されている。

即ち走行中、図 21 に示すように、前側アイドラ 16A が段差等に衝突し、トラックフレーム 15 がスイングしたとき、履帯 11 の三角形状が変形して僅かながら緩みが生じる。このとき履帯 11 の変形に伴いアーム 103 が軸 104 を中心に揺動する。ここでローラ 102A、102B は常に履帯 11 の上面に当接しており、履帯 11 をスプロケット 12 側に押さえている。従って履帯 11 が緩むことがない。即ち、履帯緩みによるスプロケット 12 上でのピッチ飛び等を阻止できる。

次に図 22、図 23 を参照し、第 1、第 2、第 3 実施例に好適な衝撃緩衝装置の代表例を述べる。図 22 に示す通り、ブラケット 35（第 2 実施例の図 5 又は第 3 実施例の図 8 参照。第 1 実施例ならば図 1 の車体 3 に相当）のスプロケット 12 の前方に設けた座面 352 と、トラックフレ

ーム15の前部上面に設けた座面152との間には、ゴム等の弾性部材37が挟着されている。スプロケット12の後方には連結ピン182Uを介して後側リンク182が連結され、後側リンク182の他端は連結ピン182Dを介してトラックフレーム15の後部に連結されている。そしてスプロケット12の中心を通る垂直線と、連結ピン182Uの中心までの水平距離L4と、前記垂直線と連結ピン182Dの中心までの水平距離L3との関係は「 $L3 < L4$ 」としてある。

即ち走行中、前側アイドラ16Aに前方から外力Fが加わったり、図23に示すように前側アイドラ16Aが地上の障害物6に乗り上げたとき、弾性部材37が圧縮変形して衝撃を緩和する。従ってショックが少なく、乗り心地が向上する。また前側アイドラ16Aが上昇し、後側アイドラ16Bが下降するため、障害物6等の段差を容易に乗り越えることができる。

次に図24、図25A、図25B、図26A及び図26Bを参照し、第1、第2、第3実施例に好適な泥落とし機構の代表例を述べる。図24において、車体3（図4参照）に固設されたブラケット35の上端部の、スプロケット12の前後夫々の位置に第1スクレーパ353、353を設けてある。これらの先端は履帯11の内面に近接しており、図25A及び図25Bに示すように、履帯11の突起111を逃げる切欠部3531、3531が設けてある。第1スクレーパ353、353の幅は履帯11の幅にほぼ等しい。尚、本例では、図24に示す通り、トラックフレーム15の前後部にも第2スクレーパ153、153を設けてある。第2スクレーパ153、153の先端も履帯11の内面に近接しており、図26Aに示すように、第2スクレーパ153はトラックフレーム15のストッパ151に固設されており、その幅は履帯11の幅にほぼ等しい。また、図26Bに示すように、第2スクレーパ153の先端部には履帯11に設けられた突起111を逃げる切欠部1531、1531が設けてある。

即ち第1スクレーパ353と、第2スクレーパ153とは共に、履帯11が回転すると、履帯11の内側表面に堆積しようとする土砂をかき落とす。従って履帯11とスプロケット12との間での土砂の噛込みを阻止できる。このためスプロケット12上での履帯11のピッチ飛びを阻止できる。またスプロケット12等への土砂の侵入による、磨耗、シール等の破損、油漏れ等も阻止できる。

次に、スイング制限機構の第2例を説明する。図27、図28に示す通り、車体3（図4参照）に固設されたブラケット35の前方には車体3の幅方向に対して並列に一对のストッパ351a、351aが固設されている。一方、トラックフレーム15の前側上面にはピン154、154により並列に一对のストッパ151a、151aが回転自在に取着されている。そしてトラックフレーム15が前上がりによりスイングすると、両ストッパ351a、151aが互いに当接するようになっている。ストッパ351aの当接表面351bは鉛直線に対して角度 α だけ傾斜している。ピン154はストッパ151aの重心位置より所定の距離だけ上方に位置しており、かつ

ストッパ351aの当接表面351bとの当接表面151bは鉛直線に対して角度 β だけ傾斜するようになっている。従ってストッパ151aはトラックフレーム15のスイングに関係なく、常に鉛直線に対して角度 β を保つ。そして「 $\alpha > \beta$ 」である。尚、ブラケット35と、トラックフレーム15の後方にも同様のストッパ装置が設けられている。

即ち、上記スイング制限機構の第2例によれば、次のような作用効果を奏する。通常状態では、図29Aに示すように、両ストッパ351a、151aは互いに離れている。10 次いでトラックフレーム15がスイングし、スイング角が所定値に達すると、図29Bに示すように、ストッパ351aの当接表面351bと、ストッパ151aの当接表面151bとが当接を開始する。このとき、前述のように、ストッパ351aの当接表面351bは鉛直線に対して角度 α だけ傾斜し、ストッパ151aの当接表面151bは鉛直線に対して角度 β だけ傾斜しており、しかも「 $\alpha > \beta$ 」である。このため、ストッパ351aの当接表面351bと、ストッパ151aの当接表面151bはの上端部とが最初に当接する。さらにトラックフレーム15がスイングすると図29Cに示すように、ストッパ151aがピン154を中心として回転し、ストッパ351aの当接表面351bと、ストッパ151aの当接表面151bの全面とが当接する。このため、当接表面に付着した土砂が下方に排出され、両当接面351b、151bへの土砂の堆積が無くなる。従って当接面351b、151bへの土砂の堆積によるトラックフレーム15のスイング角の減少が防止され、良好な走行性を確保できる。

次に図30～32、図34及び図35を参照し、大重量の作業車両を支持するに好適な機構例を述べる。図30及び図31において、アクスルビーム34にはホイールハブ31を回転自在に設けてある。ホイールハブ31は外周にスプロケット12を有し、スプロケット12の外周に履帯11を巻装している。そしてアクスルビーム34はホイールハブ31とスプロケット12とを外側から迂回して外側まで延設され、延設部材341を有している。延設部材341は連結ピン181Uを介して前側リンク181に連結されると共に、連結ピン182Jを介して後側リンク182に連結される。延設部材341の前後部にはストッパ351、351が設けてあり、トラックフレーム15の前後部には前ストッパ351、351に当接可能にストッパ151、151が設けてある。

40 アクスルビーム34とホイールハブ31との内部構造を図32を参照し説明する。尚、図32は説明を容易にするため、パワートレイン図とした（後述する図33～図35も同じくパワートレイン図とした）。図32に示す通り、アクスルビーム34は、変速機（図示せず）から導き出された駆動軸342によって回転駆動される差動装置343と、この差動装置343から車体3の左右方向へ夫々導き出された推進軸344、344とを内蔵する。両推進軸344の先端は夫々、ホイールハブ31に内蔵された遊星歯車装置のサンギヤ311となっている。遊星歯車装置のリングギヤ312はアクスルビーム34に固着されて回転不能とされている。遊

星歯車装置のプラネタリギヤ313はサンギヤ311とリングギヤ312とに噛み合っている。プラネタリギヤ313を支承するこの遊星歯車装置のプラネタリキャリアが前記ホイールハブ31となっている。従って推進軸344の回転力は、遊星歯車装置で減速されてホイールハブ31を経てスプロケット12を回転駆動し、履帯11を回す。ここで延設部材341の外側先端部341aは内部にベアリング32aを有し、外部からホイールハブ31を支持する。尚、ホイールハブ31は、車体3側からアクスルビーム34に外嵌したベアリング32bでも支承される。尚、ホイールハブ31に内蔵される減速機は、遊星歯車装置である必要はなく、単なる複数歯車の組み合わせによる通常の減速機でもよい。

上記機構例の作用効果を、従来の図33と比較し説明する。尚、図33は比較を容易にとするために従来技術である図46の構成を含みつつ、上記機構例の図32に合わせて構成してある。

図33に示すように、従来技術は、前記したように、第1に、スプロケット12よりも車体3側に位置したベアリング32によって車体3をトラックフレーム15に対し支持している。従ってホイールハブ31を高強度化しないと、回転力をスプロケット12に円滑に伝達しつつ、車体3を支持することが難しい。これは例機のような大重量の作業車両2にとり極めて不利である。そこでホイールハブ31を高強度化すると、必然的にホイールハブ31が大形化する。従って車高を低くできにくい。第2に、ホイールハブ31がスプロケット12よりも車体3側に位置している。このためホイールハブ31が遊星歯車装置等の減速機を内蔵するような大形車両2では、狭いスプロケット12、12間の構造が複雑となる。従って車高を低くできにくく、スプロケット12、12間距離を短くできにくく（即ち、車幅を狭くできにくく）、またホイールハブ31に対する整備性も悪くなる。ところが上記機構例では、ベアリング32a、32bでホイールハブ31を支持している。この場合、両持支持であるから、内側のベアリング32bを小さくし、外側のベアリング32aを大きくできる。従って遊星歯車装置をスプロケット12よりも外側に位置してホイールハブ31に内蔵できる。即ちスプロケット12、12間の構造が簡単となり、車高も低くでき、スプロケット12、12間距離を短くでき、車幅も狭くでき、またホイールハブ31に対する整備性も向上する。

この効果は、図34に示すブルドーザ等に採用されている横軸式車両2で見ると、より明確となる。即ちこの車両2は、前記差動装置343に変えて高トルクを伝達又は遮断するための左右のクラッチ&ブレーキ343aを有するベベル&ピニオン343bを有する。この場合、高トルクを伝達又は遮断するため、クラッチ&ブレーキ343aやホイールハブ31内の遊星歯車装置も大形化する。ところが、図34の如く構成してベアリング32a、32bでホイールハブ31を支持すれば、高トルクを伝達又は遮断するために場

積を要すクラッチ&ブレーキ343a及びベベル&ピニオン343bの前記場積を十分に確保できる。即ちスプロケット12、12間の構造が簡単となり、車高も低くでき、スプロケット12、12間距離を短くでき、車幅も狭くでき、またホイールハブ31に対する整備性も向上する。

尚、上記機構例は図31、図32に示す通り、2つのブレーキ機構を有する。第1ブレーキ機構71は、ホイールハブ31外周に設けたブレーキディスク71aと、アクスルビーム34に固設され、かつ前記ブレーキディスク71aを挟むブレーキパッド部71bと、このブレーキパッド部71bを作動させてブレーキディスク71aを挟み込ませる油圧又は空圧系シリンダ（図示せず）とからなる。第2ブレーキ機構72は、トラックフレーム15外面に設けたブレーキディスク72aと、アクスルビーム34に固設され、かつブレーキディスク72aを挟むブレーキパッド部72bと、ブレーキパッド部72bに対してブレーキディスク72aを挟み込ませる油圧又は空圧系シリンダ（図示せず）とからなる。

第1、第2ブレーキ機構71、72の作用効果を説明する。車両2の走行中は、両ブレーキ機構71、72を解除する。従って車両2はつまづくことなく円滑に走行できる。走行中での制動は第1ブレーキ機構71を効かせて行う。一方、例機のように作業機5を用いて作業するとき、車両2を停車させ、その状態で両ブレーキ機構71、72又は第2ブレーキ機構72を効かせる。このようにすると、クローラ装置1は停車時のスイング角を負荷変動や路面状況に係わらず維持する。このため、ふんばり作業を行うことができる。即ち作業の安定性を確保できる。つまり、第2ブレーキ機構72が前記スイング停止機構となる。尚、第1、第2ブレーキ装置71、72はブレーキパッド式としたが、バンド式やディスク&クラッチ式等であっても構わない。但しブレーキパッド式は、バンド式やディスク&クラッチ式等よりもコンパクトに構成できる。

尚、上記機構は、図31、図32、図34に示した如く、駆動装置に連結された後側クローラ装置1Bとしたが、図35に示すように、車体3にナックルアーム33をピン連結し、ナックルアーム33と延設部材341とを一本化すると共にナックルアーム33にタイロッド331を接続してもよい。即ち、タイロッド331を図示左右方向へ移動させてクローラ装置1を操舵してもよい。この場合、スプロケット12は、アクスルビーム34に内蔵された推進軸344はユニバーサルジョイント345を経てサンギヤ311を回転駆動させる。即ち操向装置及び駆動装置に連結された前側クローラ装置1Aとしてもよい。

尚、第1、第2実施例における前側アイドラ16A、後側アイドラ16B及びローラ14A、14Bの配置は、前側アイドラ16Aとこれに最も近いローラ14Aとの第1間隔LPa、最終のローラ14Bと後側アイドラ16Bとの最終間隔LPb及び前側アイドラ16Aと後側アイドラ16Bとの全体間隔LPn

は、夫々 $\{ (0.5 \pm 0.2) + N \} \times Lp$ の関係をもって配置してある。ここで、 N は零又は自然数、 Lp は履帯ピッチ（以下、所定ピッチ Lp とする）である。このようにすると、走行中、車両2のスイングや上下振動を軽減することができる効果がある。詳しくは図36～図40を参照し次に説明する。

履帯11はゴム製であり、図37に示すように、履帯11はゴムベルト111と、芯金112と、芯線113とからなる。芯金112は、図36に示すように、ゴムベルト111の内部の長手方向に順次等間隔に並べて埋設される。そして芯金112はゴムベルト111の幅方向の中央部に間隔をあけて対向する突起状の踏面112a、112bがピン部112cで連結されて設けられる。踏面112a、112bの幅方向の外側には一對の翼部112d、112eが一体形成されている。踏面112a、112bは、前側アイドラ16A、後側アイドラ16B、ローラ14A、ローラ14Bの転動面となるように、前記したように、ゴムベルト111の内周面側に突出している。踏面112aの長さ La と踏面112bの長さ Lb とは同一長さである。ゴムベルト111の周方向中央部には互いに隣接するピン部112c間に、孔114が設けてある。踏面112a同志、及び踏面112b同志は、図38に示すように、ゴムベルト111の長手方向に間隔 $\delta 1$ 毎に離間している。芯線113はゴムベルト111の補強材として、複数本だけ芯金112の外周側のゴムベルト111に埋設されている。

即ち車両2の走行中、ローラ14A、14Bや前側アイドラ16A、16Bは踏面112a、112b上を転動する。このとき、例えば図38に示すように、ローラ14Aは、間隔 $\delta 1$ に位置すると、下方に落ちる。これによりトラックフレーム15は不要のスイングを生じ、かつ上下振動して走行時の振動の起振源となる。

ところが前側アイドラ16A、16Bと、ローラ14A、14Bとの配置を前記したように配置すると、前後アイドラ16A、16Bと、ローラ14A、14Bとのいずれか一つが間隔 $\delta 1$ に位置しても、他は必ず踏面112a、112bに乗っている。従って走行中、車両2のスイングや上下振動をその分だけ低減できる。具体的には次の通り。

例えば図39に示すように、前側アイドラ16Aが踏面112a、112bに乗り、後側アイドラ16Bが間隔 $\delta 1$ に位置しても、最終のローラ14Bが踏面112a、112bに乗っている。従って、後側アイドラ16Bが間隔 $\delta 1$ に落ち込んで生ずるスイング角 θA が少なくなる。尚、図39では、車両2の重量を受けるスプロケット12が前側アイドラ16Aと後側アイドラ16Bとのほぼ中央に位置する。即ち車両2の自重を受けるスプロケット12を通る鉛直線が最終のローラ14Bの図示左側（反後側アイドラ16B側）を通る。従って後側アイドラ16Bが間隔 $\delta 1$ に位置しても、後側アイドラ16Bが間隔 $\delta 1$ に落ち込むことも阻止できる。即ちスプロケット12の（即ち、車両2の）上下移動も軽減される。

尚、上記履帯11はゴム製の履帯として説明したが、前

側アイドラ16A、16Bと、ローラ14A、14Bとに対する踏面112a、112bが間隔 $\delta 1$ を有して所定ピッチで配置された履帯11ならば、金属製の履帯でも上記効果は変わらない。また上記説明ではローラ14A、14B数を2個としたが、図40に示すように、3個以上のローラ14A、…、14Zを有するローラ14においても、上記配置とすれば、上記と同じ効果が得られる。尚、この配置を第3実施例に適用するときは、後側アイドラ16Bをスプロケット12に読み変えればよく、この場合も、上記と同じ効果が得られる。

次に、図41～図44を参照し、第1～第3実施例に好適なスプロケット12及び履帯11の事例を述べる。図41、図42に示す通り、履帯11はゴム製であり、その内側中央部に突起部115を巻装方向に所定ピッチで順次有する。一方、スプロケット12はその外周に前記突起部115との噛み合い歯121を複数有する。またスプロケット12は、その噛み合い歯121の頂部外径 $D1$ よりも小さい外径 $D2$ であり（ $D1 > D2$ 、 $(D1 - D2) / 2 = \delta 2$ ）、かつ前記突起部115の周囲面に外周面を当接可能とされた筒部材122a、122bを噛み合い歯121の左右に夫々固設している。即ちスプロケット12の外周にドーナツ状の円盤123をボルト124締めし、円盤123の外周に所定ピッチで噛み合い歯121なる丸棒（以下、丸棒121とする）を固設してある。丸棒121は長手方向を車両2の左右方向として円盤123の外周に左右のリブ125を介して固設される。筒部材122a、122bもまた、前記リブ125を介して円盤123に固定されている。上記構成の履帯11及びスプロケット12による作用効果は次の通り。

図42、図43に示す通り、履帯11が丸棒121に噛み合うと、丸棒121は $\delta 2$ だけ、履帯11の突起部115の底面及び側面に喰い込む。これと同時に、筒部材122a、122bの外周面が履帯11の突起部115の周囲面を強接する。従って履帯11は、スプロケット12から回転駆動力を得る。ここで、履帯11は前記実施例の説明で述べてきたゴム製の履帯11における芯金112を不要とすることができ、軽量化できる。従ってスプロケット12は履帯11に対して高効率の回転力を伝達できる。即ち、高牽引力が得られ、喰い込み分 δ だけ履帯11外れを生じにくく、スリップしにくく、軽量化でき、低騒音化でき、かつ低コスト化できる。尚、例えばローラ14Aと履帯11との接触関係を示す図44から明らかなように、突起部115がローラ14A、14Bや前後アイドラ16A、16Bの中央凹部内に納まるため、この面から見ても履帯11外れという不都合を阻止できる。

尚、上記第1、第2、第3実施例でのスプロケット12は駆動力を総て車両2側から得る構成で説明したが、ホイールハブ31に例えば油圧モータ等の内蔵する形式であってもよいことは説明するまでもない。

産業上の利用可能性

本発明は、車高を低くでき、車幅を狭くでき、整備性に優れ、走行中に障害物に衝突してもつまづくことな

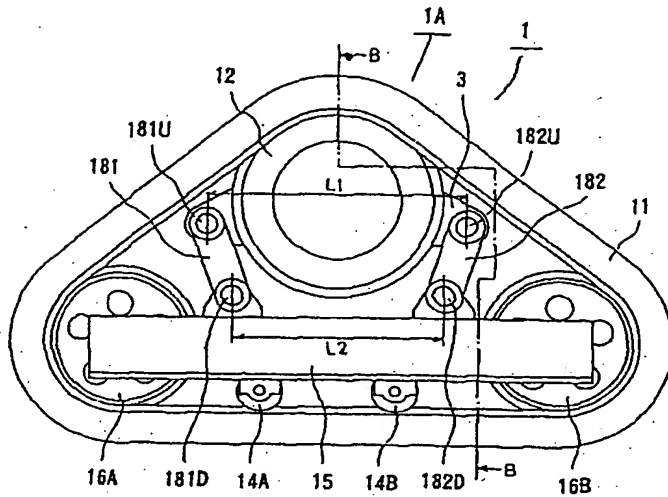
23

24

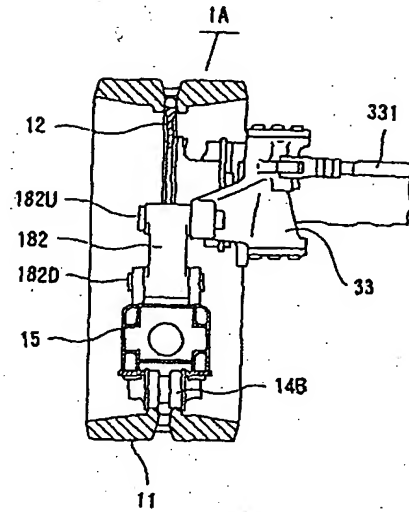
く、作業車両においては作業安定性に優れる簡単構造の

クローラ式車両のクローラ装置として有用である。

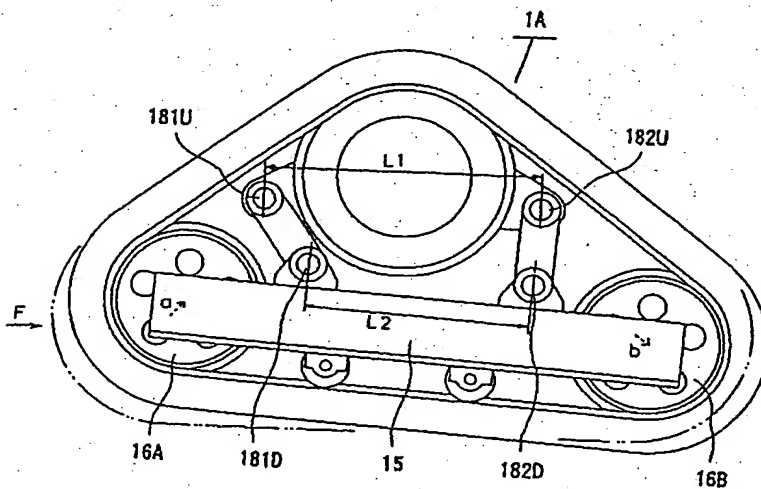
【第1図】



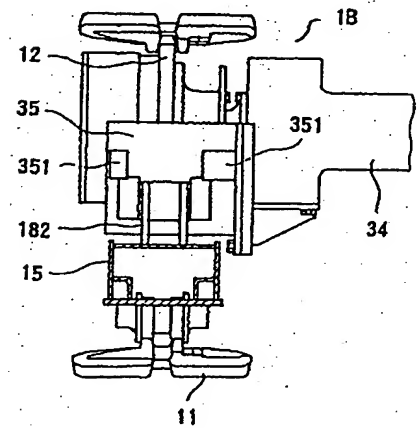
【第2図】



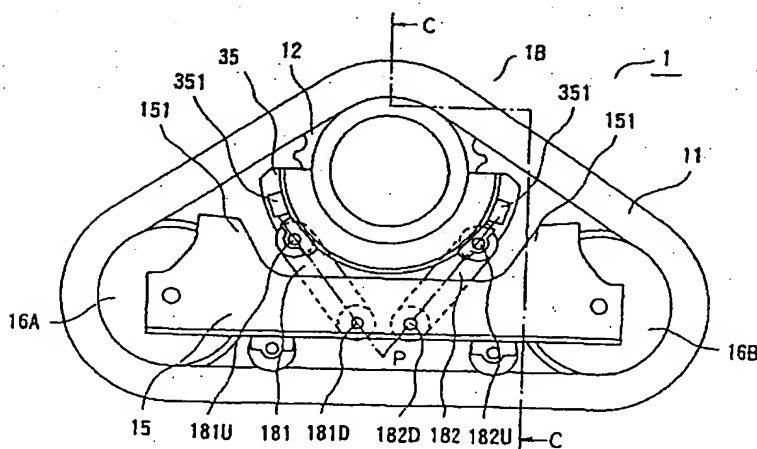
【第3図】



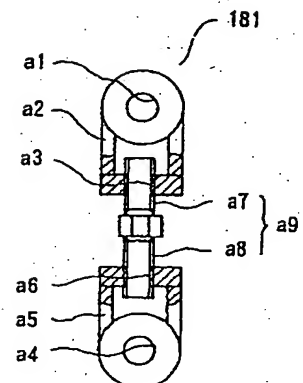
【第6図】



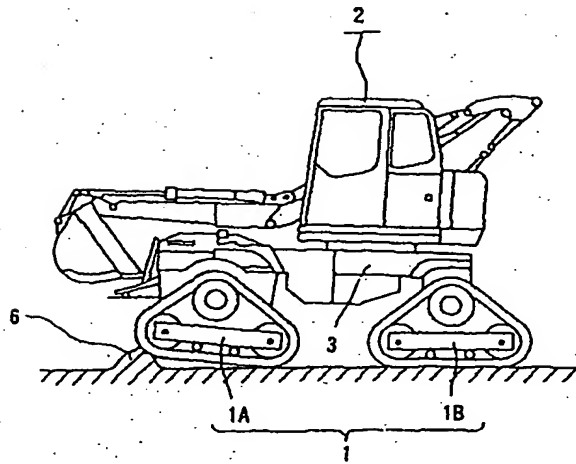
【第5図】



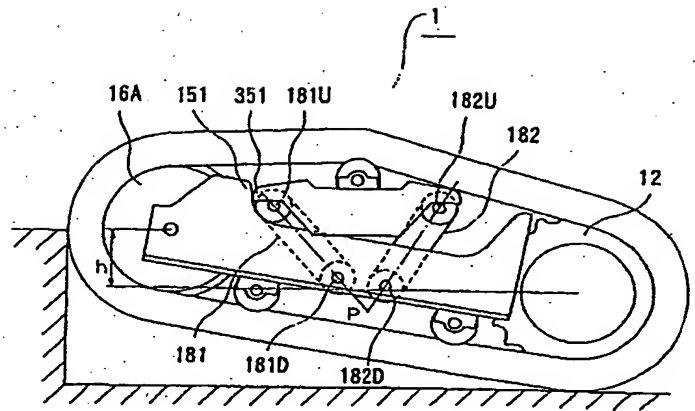
【第11図】



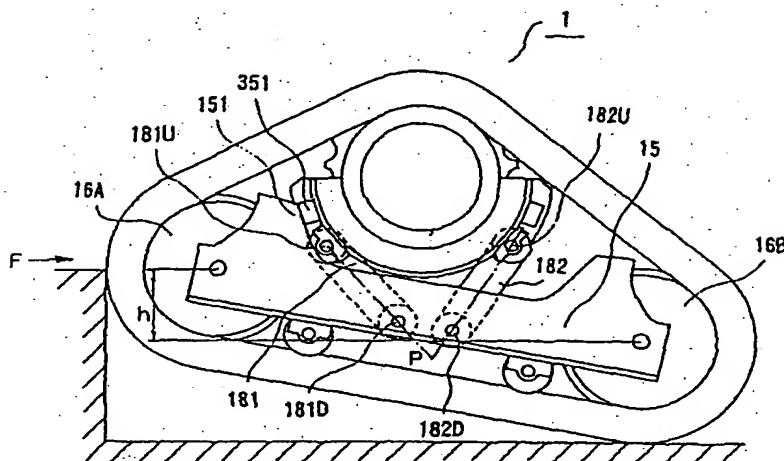
【第4図】



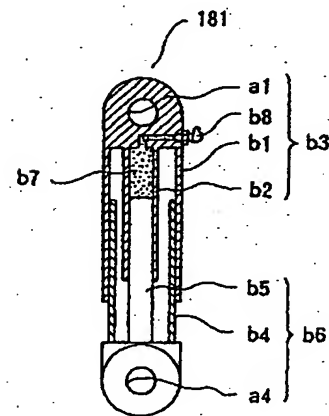
【第9図】



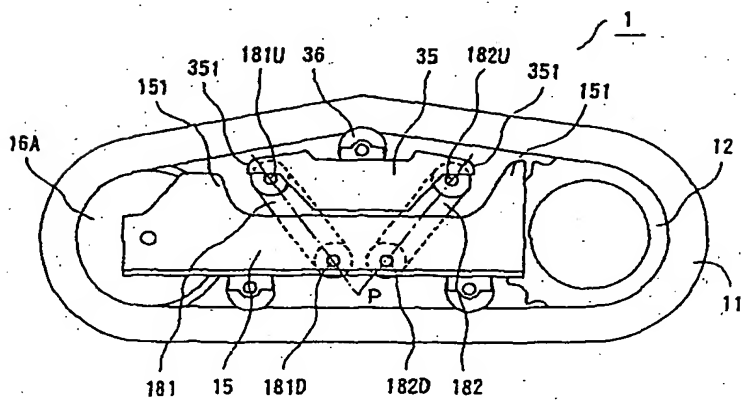
【第7図】



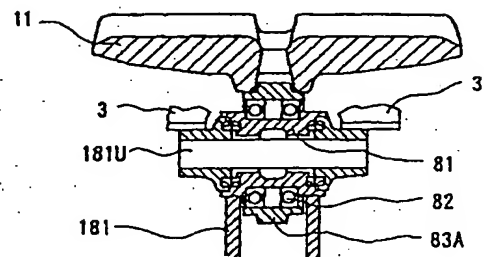
【第12図】



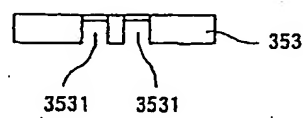
【第8図】



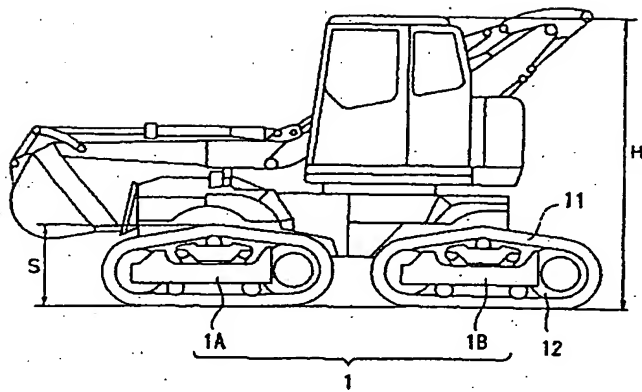
【第14図】



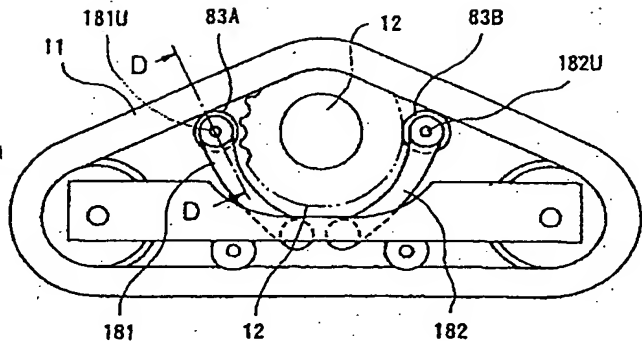
【第25B図】



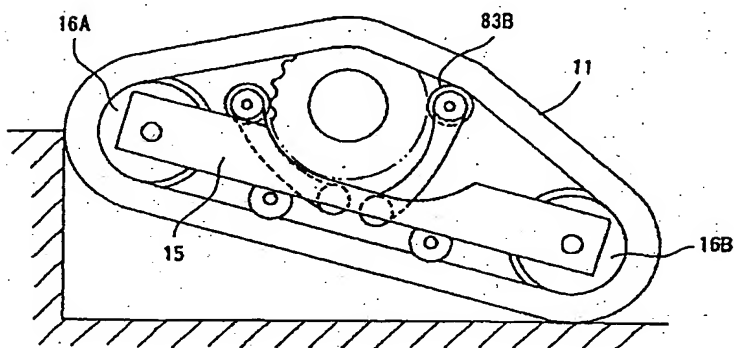
【第10図】



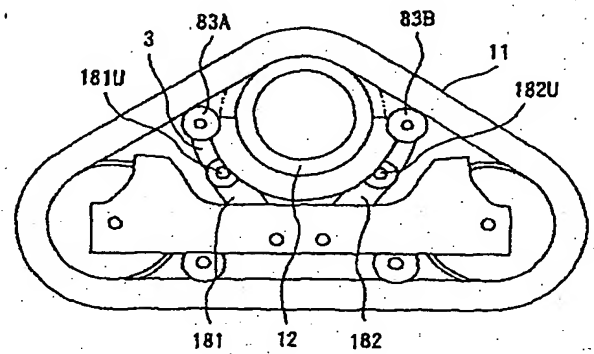
【第13図】



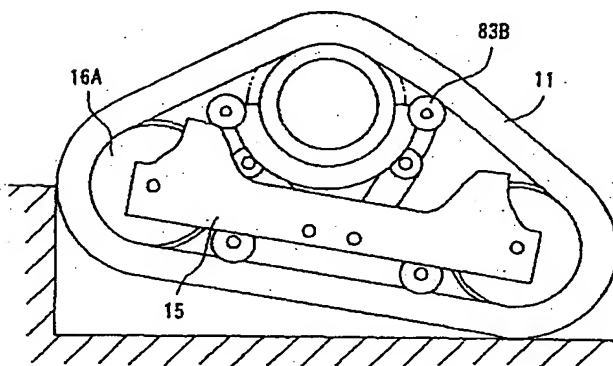
【第15図】



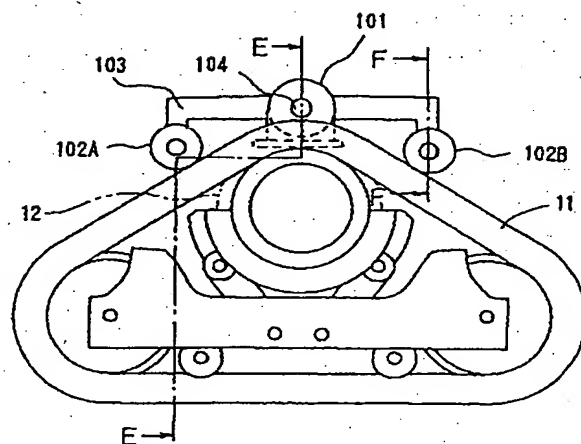
【第16図】



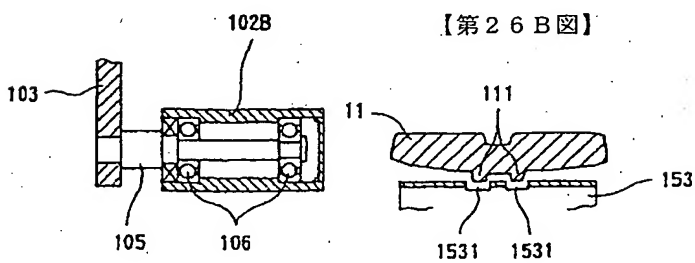
【第17図】



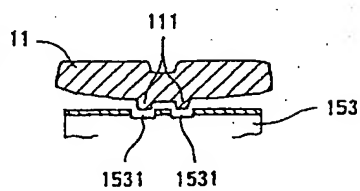
【第18図】



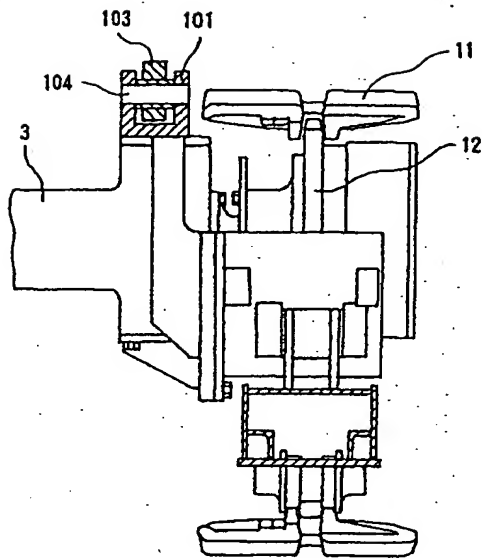
【第20図】



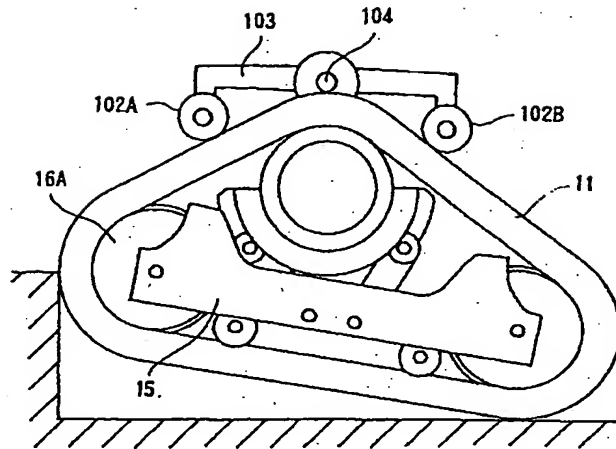
【第26B図】



【第19図】

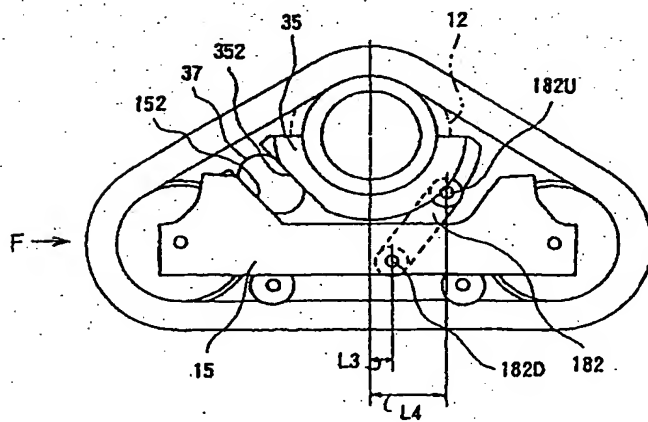


【第21図】

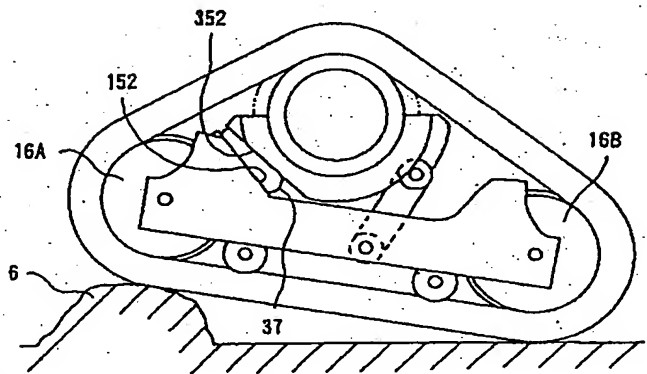
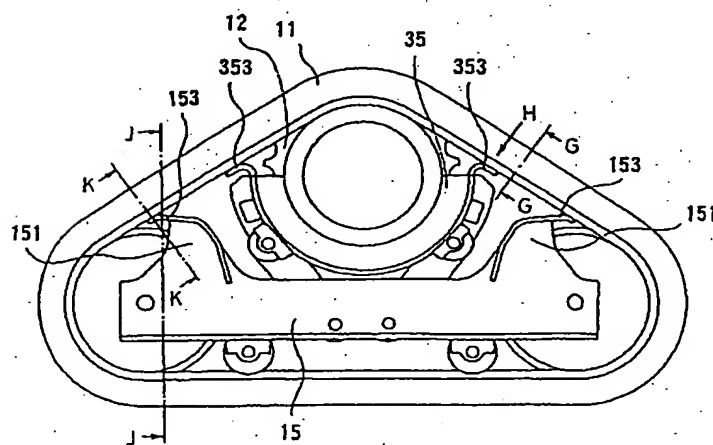


【第23図】

【第22図】

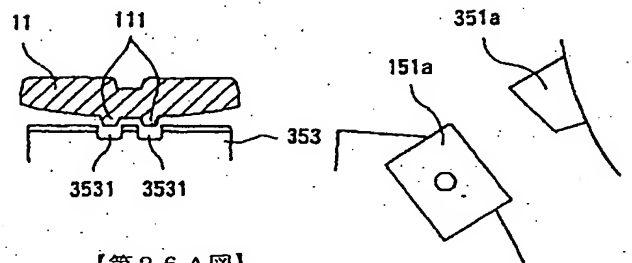


【第24図】

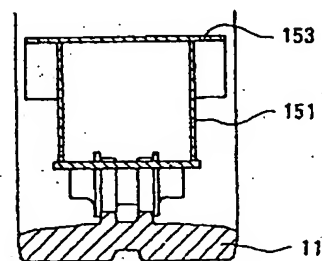


【第25A図】

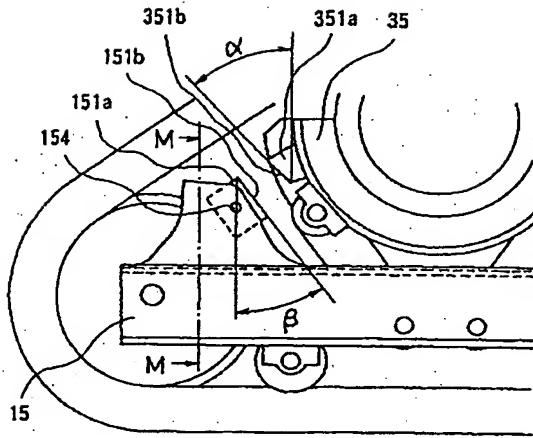
【第29A図】



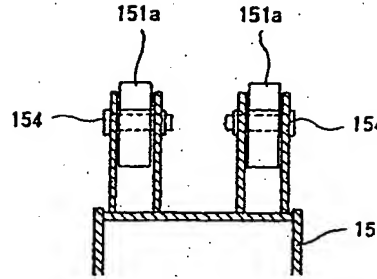
【第26A図】



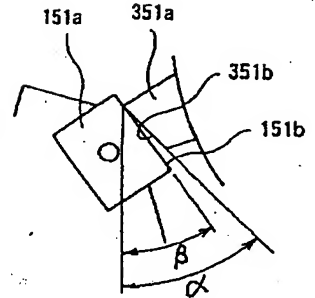
【第 27 図】



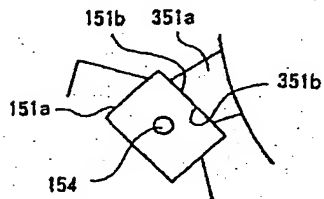
【第 28 図】



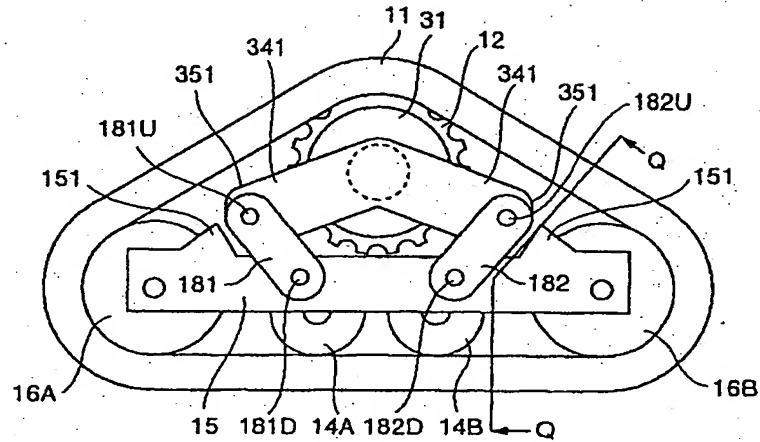
【第 29 B 図】



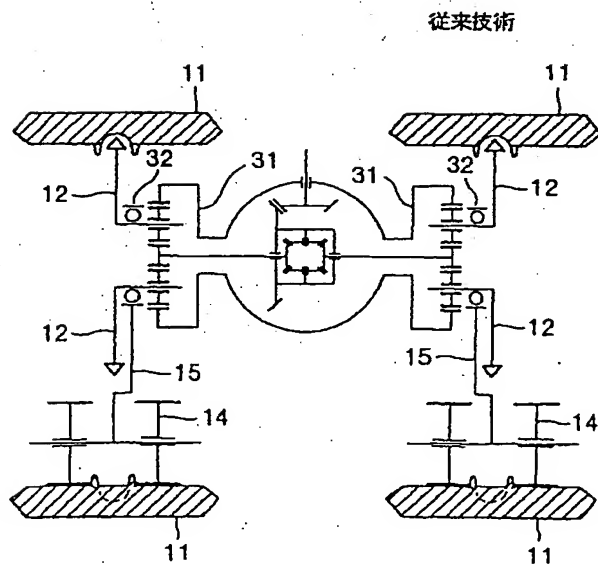
【第 29 C 図】



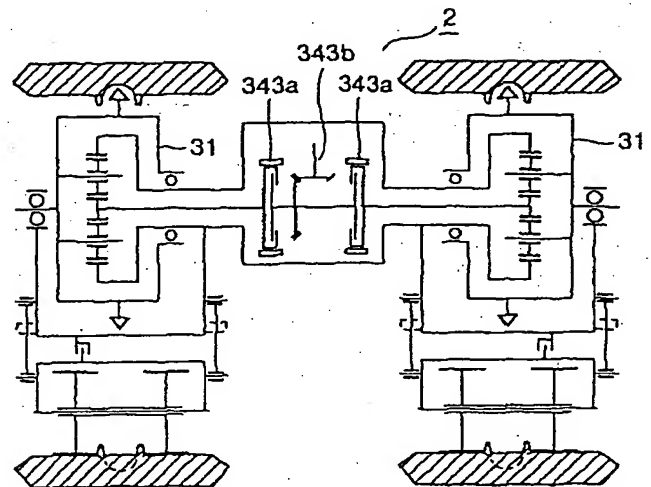
【第 30 図】



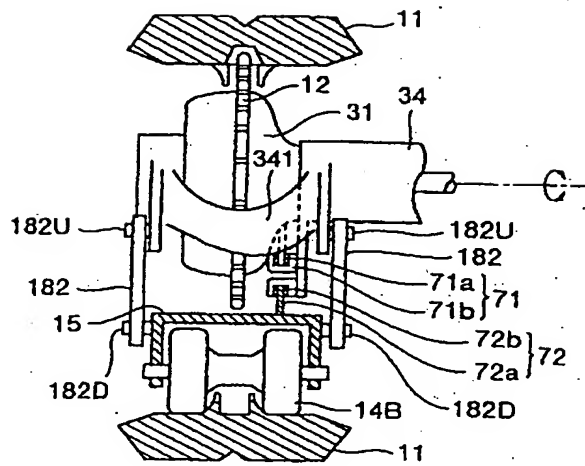
【第 33 図】



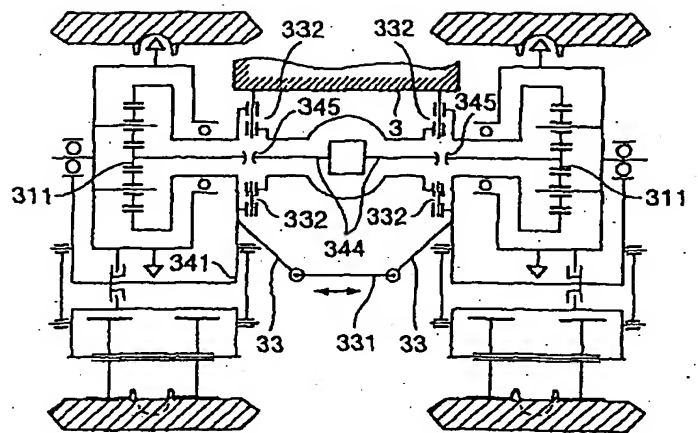
【第 34 図】



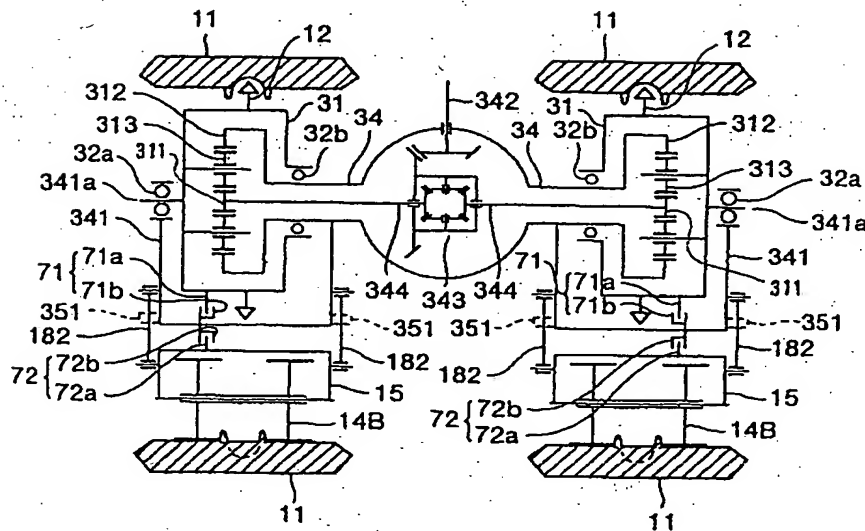
【第31図】



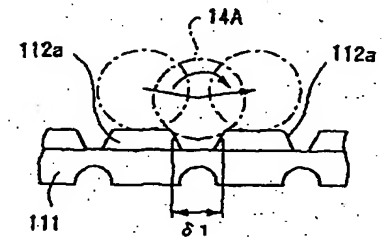
【第35図】



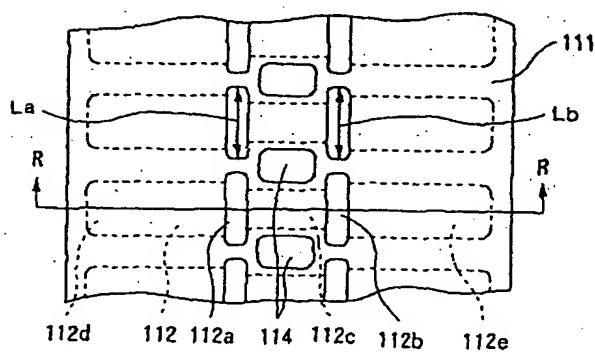
【第32図】



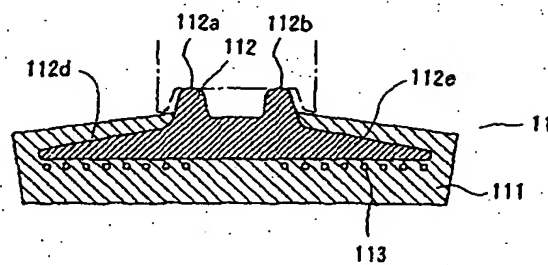
【第38図】



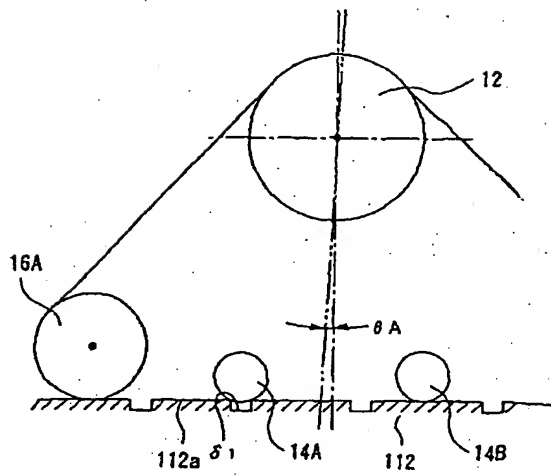
【第36図】



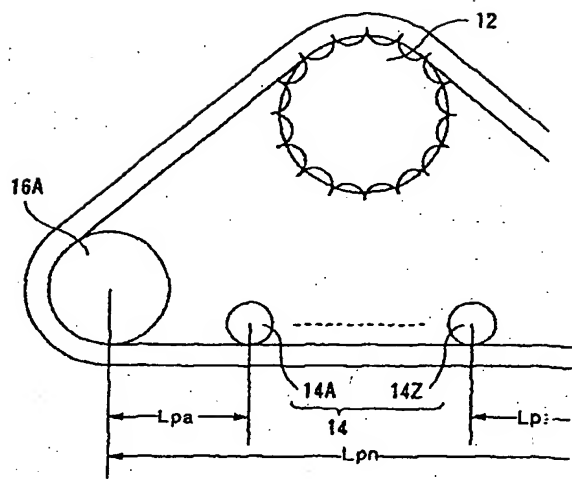
【第37図】



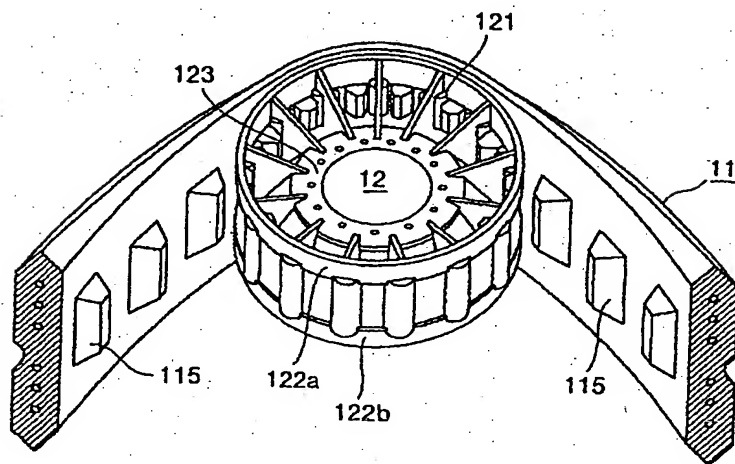
【第39図】



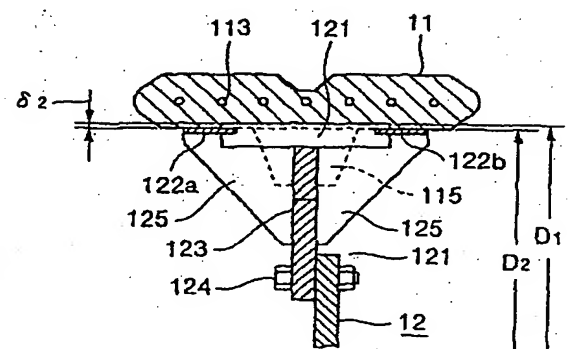
【第40図】



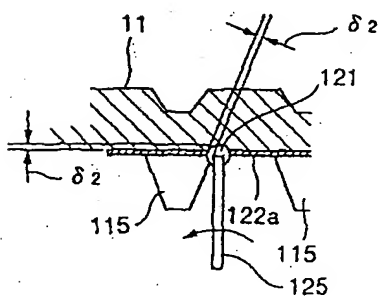
【第41図】



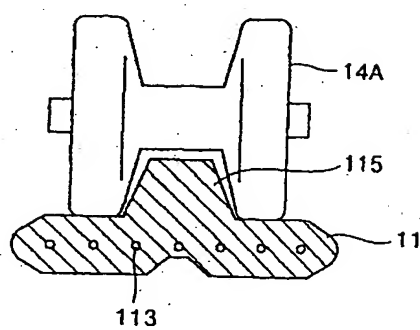
【第42図】



【第43図】

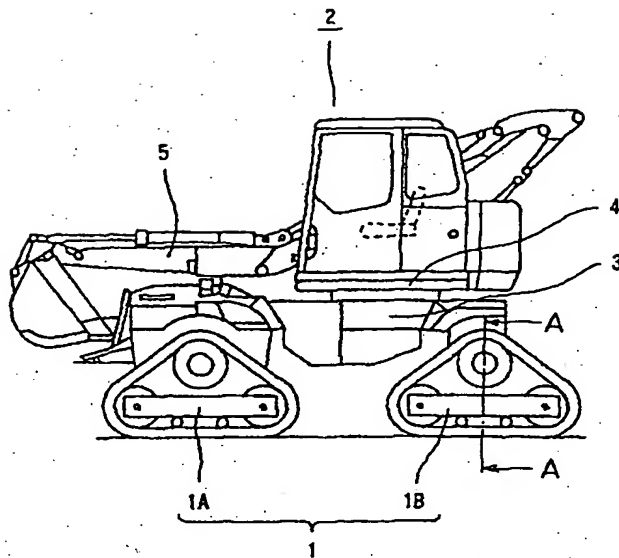


【第44図】



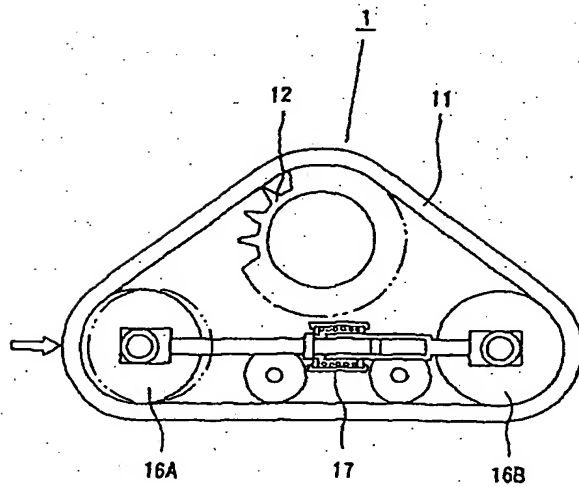
【第45図】

従来技術



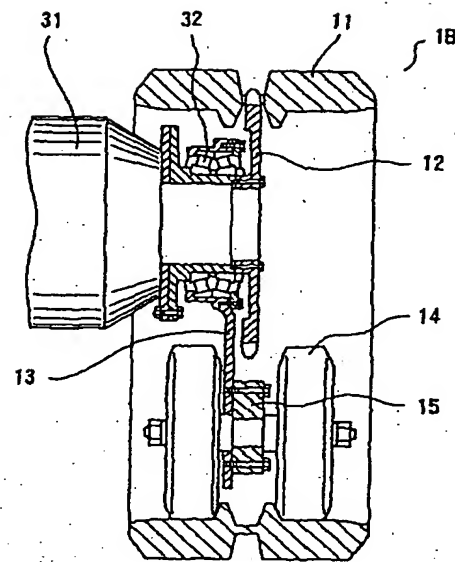
【第47図】

従来技術



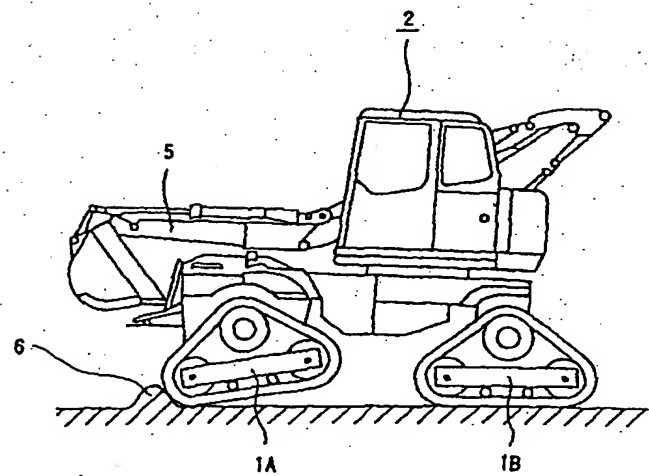
【第46図】

従来技術



【第48図】

従来技術



フロントページの続き

- (56) 参考文献 特開 昭61-226379 (J P, A)
 特開 平4-8682 (J P, A)
 特開 平6-144306 (J P, A)

(58) 調査した分野(Int. Cl. 7, D B 名)

B62D 55/104

B62D 55/02

B62D 55/065

B62D 55/24

B62D 55/30